



Aalborg Universitet

AALBORG UNIVERSITY
DENMARK

Svingninger af bygningsværker

Brugervejledning til EDB-Program - Sving 1

Hansen, Lars Pilegaard

Publication date:
1981

Document Version
Også kaldet Forlagets PDF

[Link to publication from Aalborg University](#)

Citation for published version (APA):

Hansen, L. P. (1981). *Svingninger af bygningsværker: Brugervejledning til EDB-Program - Sving 1*. Aalborg Universitetscenter. Institutet for Bygningsteknik. Report Nr. 8109

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal -

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at vbn@aub.aau.dk providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

INSTITUTTET FOR BYGNINGSTEKNIK

INSTITUTE OF BUILDING TECHNOLOGY AND STRUCTURAL ENGINEERING
AALBORG UNIVERSITETSCENTER · AUC · AALBORG · DANMARK

SVINGNINGER AF BYGNINGSVÆRKER
HÆFTE 17

L. PILEGAARD HANSEN
BRUGERVEJLEDNING TIL EDB-PROGRAM: SVING 1
SEPTEMBER 1981

ISSN 0105-7421 RAPPORT NR. 8109

FORORD

Nærværende note er udarbejdet til brug ved undervisningen i svingningsteori på konstruktionsliniens 9. semester.

Noten er en brugervejledning til programmet SVING1, som kan benyttes for svingende systemer med 1 frihedsgrad.

Det er tanken senere at supplere med brugervejledninger til programmer, som kan benyttes for svingende systemer med flere frihedsgrader.

Herudover skal anføres, at mange svingningsteoretiske problemer også kan løses ved anvendelse af elementprogrammerne SAP IV, se f.eks. (1974.1) og (1980.1) samt NONSAP, se f.eks. (1974.2).

INDHOLDSFORTEGNELSE

FORORD	I
INDHOLDSFORTEGNELSE	II
SYMBOLLISTE	III
1. INDLEDNING	1
2. PROGRAMBESKRIVELSE	2
2.1 Teoretisk grundlag	2
2.2 Programmets input parametre	7
2.3 Rutediagram	9
3. AFVIKLING AF JOB	10
3.1 Jobfil	10
3.2 Eksempel 1 - Fri svingning for lineært system	10
3.3 Eksempel 2 - Tvungen harmonisk kraftpåvirkning for lineært system og lineært elastisk stop	14
3.4 Eksempel 3 - Stødpåvirkning på svingende system med lineært elastisk stop	17
3.5 Eksempel 4 - Simplificeret jordskælvspåvirkning. Lineært system	20
4. REFERENCEFORTEGNELSE	24

SYMBOLLISTE

c	dæpningskonstant
$F(y-x)$	tilbageføringskraft fra elastisk fjeder, friktionselement og stop
$\left. \begin{matrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \end{matrix} \right\}$	konstanter til beskrivelse af fjederstivhed
k_f	fjederstivhed
k_l	stivhed ved nedre stop
k_u	stivhed ved øvre stop
M	enkeltmasse
$P(t)$	ydre kraftpåvirkning på masse
P_f	fjederkraft (tilbageføringskraft) ved elastisk fjeder
P_{fric}	friktionskraft
t	tid
T_0	udæmpet egensvingningstid
Δt	tidsdifferens
x	flytning af understøtning
x_0	begyndelsesflytning af understøtning
\dot{x}_0	begyndelseshastighed af understøtning
y	flytning af masse
y_0	begyndelsesflytning af masse
\dot{y}_0	begyndelseshastighed af masse
y_l	frigang ved nedre stop
y_u	frigang ved øvre stop
ζ	dæpningskonstant
ω_0	cyklisk udæmpet egenfrekvens
ω_d	cyklisk dæmpet egenfrekvens
\cdot	differentiation mht tid

1. INDLEDNING

I det følgende skal beskrives et edb-program, som kan benyttes til svingningsundersøgelse af et system med 1 frihedsgrad.

Programmet er en lidt omarbejdet udgave af det program, som er aftrykt i (1976.1), pp. 40-43.

Det er tilstræbt at benytte de samme betegnelser, som er anvendt i Meirovitch (1975.1).

I kapitel 2 redegøres kort for det teoretiske grundlag tillige med, at programmets input parametre anføres.

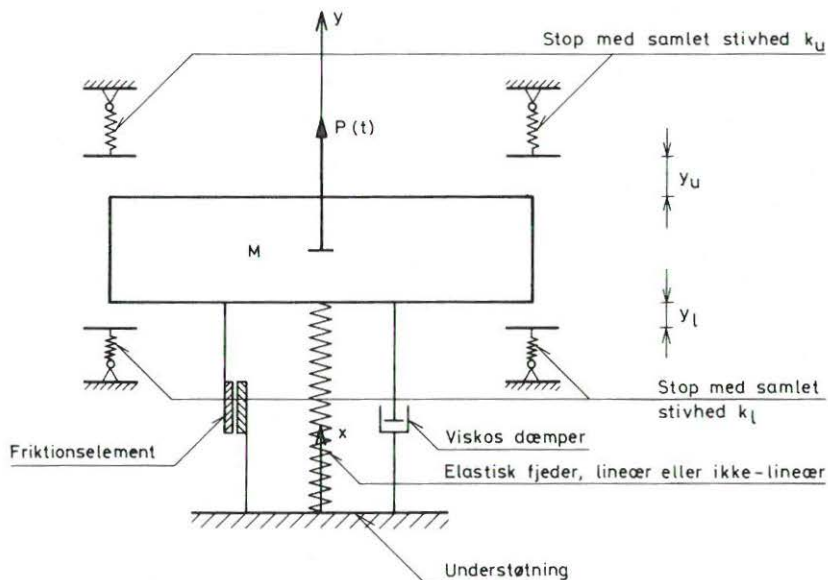
Kapitel 3 omfatter et eksempel på en jobfil samt 4 eksempler på programmets anvendelsesmuligheder.

2. PROGRAMBESKRIVELSE

I dette kapitel beskrives kort den numeriske metode som programmet benytter tillige med en beskrivelse af de input parametre, som er nødvendige.

2.1 Teoretisk grundlag

Den følgende beskrivelse knytter sig til det i figur 2.1 viste svingende system, som har 1 frihedsgrad, da bevægelse kun kan finde sted i den viste y -retning.



Figur 2.1. Svingende system med 1 frihedsgrad.

Det svingende system består af følgende elementer.

1. Massepartiklen M .
2. En elastisk fjeder, hvor fjederkraften (tilbageføringskraften) P_f kan beskrives ved

$$P_f = k_1 (y - x) + k_2 (y - x)^2 + k_3 (y - x)^3 \quad (2.1)$$

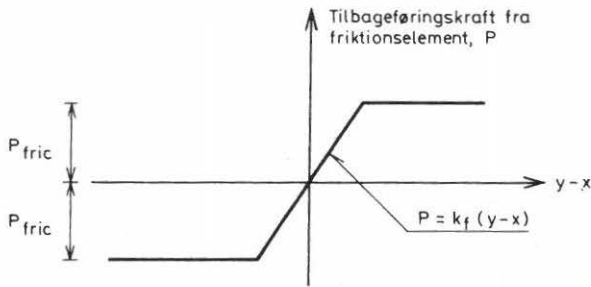
hvor k_1 , k_2 og k_3 er konstanter

x er flytningen af understøtningen regnet positiv opad

y er flytningen af massepartiklen M regnet positiv opad

$k_1 \neq 0$ og $k_2 = k_3 = 0$ svarer til en lineærelastisk fjeder.

3. En viskos dæmper med dæmpningskonstant c . Kraften i dæmperen er $c(\dot{y} - \dot{x})$.
4. Et friktionselement med en arbejdslinie som vist i figur 2.2.
Som det ses, er arbejdslinien beskrevet ved 2 parametre, P_{fric} og k_f .



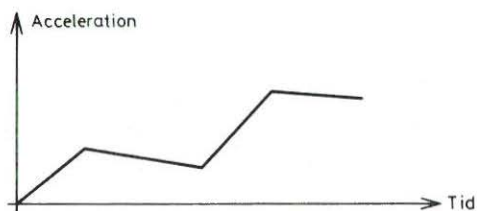
Figur 2.2. Arbejdslinie for friktionselement.

5. Understøtning med påført acceleration \ddot{x} .
6. Nedre stop med stivhed k_1 og med en frigang (spillerum) på y_1 .
7. Øvre stop med tilsvarende parametre k_u og y_u .
8. Ydre kraft $P(t)$ angribende massepartiklen M , regnet positiv opad.

Der kan som ydre påvirkning benyttes enten en acceleration af understøtningen (pkt. 5) eller en ydre kraftpåvirkning (pkt. 8).

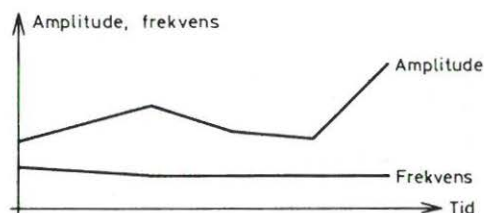
Accelerationen af understøtningen kan være givet ved

- a. En lineært varierende acceleration-tid kurve som vist i figur 2.3, eller



Figur 2.3. Acceleration-tid kurve.

- b. En sinuspåvirkning med lineær varierende amplitude og frekvens som vist i figur 2.4.



Figur 2.4. Variation af amplitude og frekvens ved sinuspåvirkning.

For den ydre kraftpåvirkning på massepartiklen gælder en analog beskrivelse som for accelerationen af understøtningen.

Udover disse parametre kræves kendskab til systemets begyndelsesbetingelser, dvs. begyndelsesflytning y_0 og begyndelseshastighed \dot{y}_0 for massepartiklen samt begyndelsesflytningen x_0 og begyndelseshastigheden \dot{x}_0 for understøtningen.

Bevægelsesligningen for det svingende system i figur 2.1 bliver

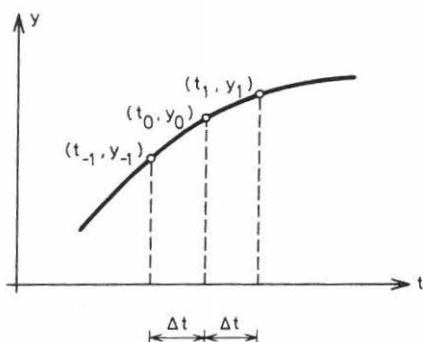
$$M\ddot{y} + c(\dot{y} - \dot{x}) + F(y - x) = P(t) \quad (2.2)$$

hvor $F(y - x)$ er tilbageføringskraften hidrørende fra den elastiske fjeder, friktionselementet og stoppene.

Løsningen af (2.2) foretages ved skridtvis tidsintegration. Vi skal ikke her komme nøjere ind på dette emne, men blot anføre en af de

mange beregningsmetoder, som i tidens løb er opstillet. For en mere uddybende behandling kan f.eks. henvises til (1976.2), (1978.1), (1978.2) og (1978.3).

Princippet i den skridtvise tidsintegration består i, at de i (2.2) indgående differentialkoefficienter erstattes med differensudtryk i flytningerne.



Figur 2.5. Betegnelser vedrørende differensudtryk.

Med betegnelserne i figur 2.5 fås

$$\left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=t_0} = \frac{y_1 - y_{-1}}{2 \Delta t} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} \left. \frac{d^2 y}{dt^2} \right|_{t=t_0} &= \frac{\left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=t_0 + \frac{\Delta t}{2}} - \left. \frac{dy}{dt} \right|_{t=t_0 - \frac{\Delta t}{2}}}{\Delta t} = \\ &= \frac{\frac{y_1 - y_0}{\Delta t} - \frac{y_0 - y_{-1}}{\Delta t}}{\Delta t} = \frac{y_1 - 2y_0 + y_{-1}}{(\Delta t)^2} \end{aligned} \quad (2.4)$$

For $\frac{dx}{dt}$ fås et til (2.3) analogt udtryk.

Betragtes (2.2) til tidspunktet t_0 og indsættes i den herved fremkomne ligning de foranstående differensudtryk fås:

$$\frac{M}{(\Delta t)^2} (y_1 - 2y_0 + y_{-1}) + \frac{c}{2\Delta t} (y_1 - y_{-1} - x_1 + x_{-1}) + F(y_0 - x_0) = P(t_0) \quad (2.5)$$

Løsning af (2.5) med hensyn til y_1 giver:

$$y_1 = \frac{2M}{2M + c\Delta t} (2y_0 - y_{-1} + \frac{(\Delta t)^2}{M} (P(t_0) - F(y_0 - x_0) + \frac{c\Delta t}{2M} (y_{-1} + x_1 - x_{-1})) \quad (2.6)$$

Beregningen startes på følgende måde:

Til tiden $t = 0$ kendes begyndelsesbetingelserne y_0 , \dot{y}_0 , x_0 og \dot{x}_0 , jævnfør det tidligere anførte. Med valgt Δt , se senere, fås af (2.3):

$$\dot{y}_0 = \frac{y_1 - y_{-1}}{2\Delta t} \Rightarrow y_{-1} = y_1 - 2\Delta t \dot{y}_0 \quad (2.7)$$

hvor $y_1 = y(\Delta t)$ og $y_{-1} = y(-\Delta t)$.

Analogt fås

$$x_{-1} = x_1 - 2\Delta t \dot{x}_0 \quad (2.8)$$

(2.7) og (2.8) indsættes i (2.5), som igen løses med hensyn til y_1 . Udtrykket skal ikke anføres her, men det ses, at kun givne størrelser kommer til at indgå på højresiden i udtrykket. $y_1 = y(\Delta t)$ er herved bestemt.

$y(2\Delta t)$ bestemmes på analog måde, idet (2.6) anvendes "forskuet Δt ", og således kan fortsættes.

Det kan vises, se f.eks. (1976.1), at løsningen konvergerer, såfremt Δt vælges mindre end $2\sqrt{\frac{M}{k_1}} = \frac{2}{\omega_0}$, hvor ω_0 således er den cykliske egenfrekvens for et udæmpet svingende system kun bestående af massen og en lineærelastisk fjeder med fjederkonstant k_1 .

Af hensyn til opnåelse af en god nøjagtighed og for at kunne følge responsen vælges tidsintervallet Δt ofte til $\frac{1}{20}$ af svingningstiden T_0 for det ovenfor nævnte udæmpede system, altså

$$\Delta t = \frac{T_0}{20} = \frac{2\pi}{20\sqrt{\frac{k_1}{M}}} = \frac{\pi}{10} \sqrt{\frac{M}{k_1}} \cong 0,31 \sqrt{\frac{M}{k_1}} \quad (2.9)$$

2.2 Programmets input parametre

Programmet, som er skrevet i FORTRAN, skal have værdier specificeret for følgende variable:

Variabel	Symbol i tekst	Beskrivelse
ITYPE		Sættes til 0 for sinuspåvirkning, og et heltal forskelligt fra 0 for ikke-sinuspåvirkning
TIMONE		Starttidspunkt for et påvirknings-interval
TIMTWO		Sluttidspunkt for et påvirknings-interval
ACCEL1		Acceleration ved TIMONE
ACCEL2		Acceleration ved TIMTWO
FREQ1		Frekvens ved TIMONE
FREQ2		Frekvens ved TIMTWO
K	k_1	Konstant i (2.1)
M	M	Masse
C	c	Dæmpningskonstant
FORCE1		Kraft ved TIMONE
FORCE2		Kraft ved TIMTWO
FRIC	P_{fric}	Friktionskraft, se figur 2.2
X	x_0	Begyndelsesflytning af understøtning
VELX	\dot{x}_0	Begyndelseshastighed af understøtning
KU	k_u	Fjederstivhed for øvre stop
YU	y_u	Frigang ved øvre stop
Y	y_0	Begyndelsesflytning af masse
VELY	\dot{y}_0	Begyndelseshastighed af masse

KL	k_1	Fjederstivhed for nedre stop
YL	y_1	Frigang ved nedre stop
DEL	Δt	Tidsinterval mellem beregnede værdier
TSTP		Tidsinterval for udskrift
TTL		Total tid
KSQ	k_2	Konstant i (2.1)
KCUBE	k_3	Konstant i (2.1)
FRK	k_f	Fjederkonstant, se figur 2.2
IOPT		Sættes til 1 for et nyt datasæt. Sættes til 0 når der ikke er flere data.

Rækkefølgen for indlæsningen svarer til foranstående og med følgende lineskift og formatering:

```

Format  Variable
I1      ITYPE
6 F10.4 TIMONE  TIMTWO  ACCEL 1  ACCEL 2  FREQ 1  FREQ 2
6 F10.4 K       M       C       FORCE 1  FORCE 2  FRIC
4 F10.4 X       VEL X   KU      YU
4 F10.4 Y       VEL Y   KL      YL
6 F10.4 DEL     TSTP    TTL     KSQ      KCUBE  FRK
4 F10.4 TIMTWO  ACCEL 2  FORCE 2  FREQ 2  *)
I1      IOPT

```

I kapitel 3 er vist en række eksempler på anvendelser af foranstående. Udskriften fremgår ligeledes af disse eksempler.

 *) Der kan indsættes så mange linier af denne type som ønsket til beskrivelse af det nye tidsinterval for påvirkningen.

2.3 Rutediagram

1. Indlæs parametrene ITYPE og kontroludskrift af disse.
2. Tillæg DEL en mindre værdi, hvis betingelsen (2.9) ikke er opfyldt.
3. Initialisering. Bestem y_{-1} og x_{-1} ud fra begyndelsesbetingelserne, se (2.7) og (2.8).
4. Adder fjederkraft til ydre kraft.
5. Adder stop-kræfter, såfremt de er aktive.
6. Adder kraft fra viskos dæmper.
7. Beregn ny flytning af understøtning ud fra acceleration af understøtning og to tidligere flytninger af understøtningen.
8. Beregn ny flytning af masse ved (2.6).
9. Beregn massens acceleration.
10. Trykning af flytning og acceleration for masse og understøtning.
11. Tillæg Δt til tid og beregn påvirkningen til det nye tidspunkt.
Hop til 4.

3. AFVIKLING AF JOB

Dette kapitel beskriver den praktiske afvikling af et job samt viser nogle få eksempler på programmets anvendelse.

3.1 Jobfil

Programmet SVING 1 findes direkte tilgængeligt og klar til brug på filen SVING 1 i instituttets programbibliotek.

En jobfil, her benævnt JOB 100, til kørsel med programmet kan have følgende udseende:

JOB100, CM46000, T100, S100.

USER (brugernavn, løsen)

CHARGE (IN6, DIV)

GET (SVING1/UN = I6BIE)

FTN (I = SVING1, L = 1)

LGO (INPUT, OUTPUT)

* EOR

$\left. \begin{array}{l} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{array} \right\}$ Data som beskrevet i afsnit 2.2 - Eksempel vist i skema 3.1.

Kørslen afvikles på sædvanlig måde ved ordrerne:

GET, JOB100

SUBMIT, JOB100, EI = I6UT

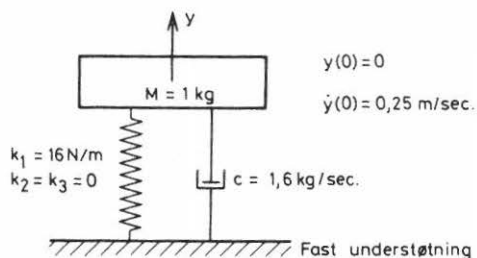
3.2 Eksempel 1 - Fri svingning for lineært system

Det svingende system er vist i figur 3.1.

Som det fremgår af figuren er der tale om en fri svingning med begyndelsesbetingelserne $y(0) = 0$ og $\dot{y}(0) = 0,25$ m/sec.

Den udæmpede cykliske egenfrekvens bliver

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_1}{M}} = \sqrt{\frac{16}{1}} = 4 \text{ rad/sec} \quad (\text{a})$$



Figur 3.1. Svingende system.

og den hertil svarende svingningstid bliver

$$T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = \frac{2\pi}{4} = 1,5708 \text{ sec} \quad (b)$$

Dæmpningsfaktoren ζ bestemmes ved

$$\zeta = \frac{c}{2M\omega_0} = \frac{1,6}{2 \cdot 1 \cdot 4} = 0,2 \quad (c)$$

Af (a) og (b) kan den dæmpede cykliske egenfrekvens bestemmes ved

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} = 4 \sqrt{1 - 0,2^2} = 3,9192 \text{ rad/sec} \quad (d)$$

Den hertil svarende svingningstid bliver

$$T_d = \frac{2\pi}{\omega_d} = \frac{2\pi}{3,9192} = 1,6032 \text{ sec} \quad (e)$$

Den anførte løsning svarende til det svingende system med de givne begyndelsesbetingelser er f.eks. angivet i (1975.1) (se eksempel 1.4), og bliver, idet $0 < \zeta < 1$:

$$y(t) = \frac{\dot{y}(0)}{\omega_d} e^{-\zeta\omega_0 t} \sin \omega_d t \quad (f)$$

hvor ω_0 er bestemt ved (a), ζ ved (c) og ω_d ved (d).

Indsættes de givne talværdier fås:

$$\begin{aligned} y(t) &= \frac{0,25}{3,9192} e^{-0,2 \cdot 4 t} \sin (3,9192 t) = \\ &= 6,3789 \cdot 10^{-2} e^{-0,8 t} \sin (3,9192 t) \end{aligned} \quad (g)$$

Tidsintervallet bør ifølge (2.9) ikke vælges større end $\frac{T_0}{20} = \frac{1,5708}{20}$
 = 0,0785 sec. Her benyttes værdien 0,05 sec.

Det vælges at betragte en totaltid på 8 sec, og med den i afsnit 2.2 beskrevne rækkefølge for indlæsning fås følgende indlæsning til programmet:

```

1      0.0000      8.0000      0.0000      0.0000      0.0000      0.0000
16.0000      1.0000      1.6000      0.0000      0.0000      0.0000
0.0000      0.0000      1.0000      100.0000
0.0000      0.2500      1.0000      100.0000
0.0500      0.0500      8.0000      0.0000      0.0000      0.0000
0
  
```

Skema 3.1. Input til eksempel 1.

TIMTWO er her sat til 8 sec. (Ethvert tal forskelligt fra nul kan benyttes.) KU og KL er arbitrært sat til 1,00 N/m, mens YU og YL arbitrært er sat til 100 m. Udskrift fås for hvert nyt tidspunkt (TSTP = DEL). Kun 1 datasæt er kørt (I1 = 0).

Den første del af udskriften er vist i skema 3.2.

```

EXCITATION IS TIME-HISTORY
TIME      0.0000      ACCEL AMPL      0.0000      FORCE AMPL      0.0000      FRFQ      0.0000
TIME      8.0000      ACCEL AMPL      0.0000      FORCE AMPL      0.0000      FRFQ      0.0000
SPRING      16.0000      MASS      1.0000      DAMPING      1.0000      KSO      0.0000      KCURE      0.0000
MASS      INITIAL DISPLACEMENT      0.0000      INITIAL VELOCITY      .2500
SUPPORT INITIAL DISPLACEMENT      0.0000      INITIAL VELOCITY      0.0000
UPPER STOP      SPRING      1.0000      CLEARANCE      100.0000
LOWER STOP      SPRING      1.0000      CLEARANCE      100.0000
FRICTION      0.0000      FRICTION SPRING      0.0000
DEL      .050000      TSTP      .050000      TTL      8.0000

TIME      ACC. MASS      DISPL. MASS      ACC. SUP.      DISPL. SUP.      FORCE      FREQUENCY
SEC      M/SEC/SEC      M      M/SEC/SEC      M      N      1/SEC
0.000000      -.304615      0.000000      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.050000      -.554734      .012019      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.100000      -.674337      .022652      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.150000      -.761254      .031545      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.200000      -.811007      .038635      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.250000      -.825729      .043848      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.300000      -.807574      .046556      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.350000      -.759756      .047525      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.400000      -.686349      .044555      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.450000      -.542267      .043064      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.500000      -.402605      .034703      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.550000      -.362177      .034329      0.000000      0.000000      0.000000      -1
.600000      -.231289      .024064      0.000000      0.000000      0.000000      -1
  
```

Skema 3.2. Første del af udskrift for input fra skema 3.1.

Endvidere er programmet afviklet med en ny værdi for tidsintervallet på 0,01 sec, altså 5 gange så mange punkter som ved første kørsel. Antallet af punkter, hvor udskrift foretages, er dog uændret.

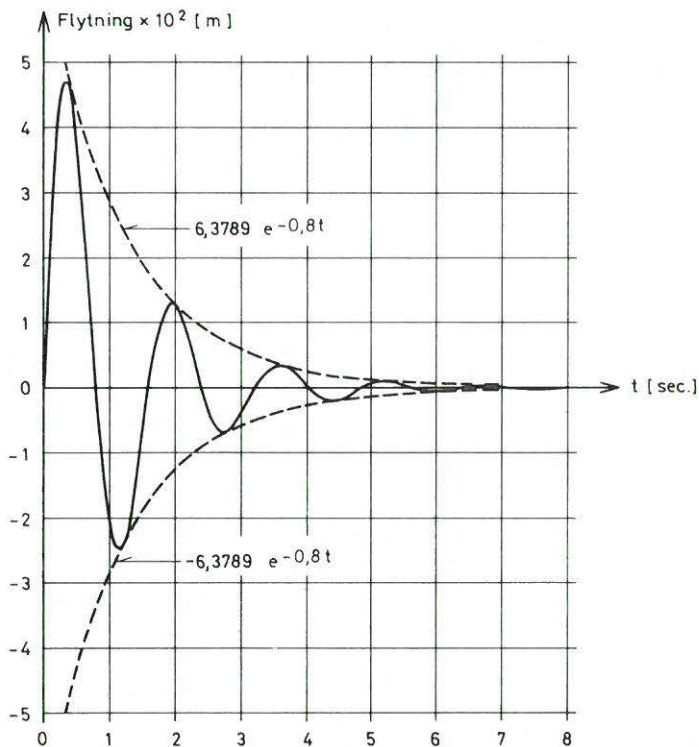
I skema 3.3 er i nogle punkter sammenlignet værdierne fra de to edb-beregninger med værdier udregnet på grundlag af det analytiske udtryk (g).

t sec	Flytning af masse (m)		
	$\Delta t = 0,05$ sec	$\Delta t = 0,01$ sec	Udtryk (g)
0,4	0,046555	0,046329	0,046320
0,8	-0,000001	0,000202	0,000210
1,2	-0,024540	-0,024428	-0,024423
1,6	0,000001	-0,000213	-0,000221
2,0	0,012935	0,012880	0,012877

Skema 3.3. Sammenligning mellem beregningsmetoder.

Som det ses af skema 3.3, er der en fin overensstemmelse med edb-beregningen og den analytiske løsning i særdeleshed ved $\Delta t = 0,01$ sec.

Det fuldstændige svingningsforløb inden for totaltiden på 8 sec er for tilfældet med $\Delta t = 0,01$ sec optegnet i figur 3.2.



Figur 3.2. Flytning af masse.

3.3 Eksempel 2 - Tvungen harmonisk kraftpåvirkning for lineært system og lineært elastisk stop

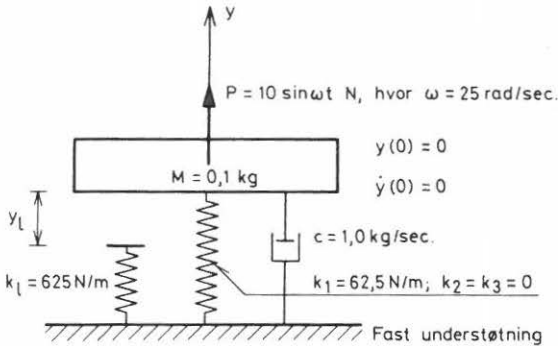
Det svingende system er vist i figur 3.3.

Som det fremgår af figuren er der tale om en tvungen svingning med begyndelsesbetingelserne $y(0) = 0$ og $\dot{y}(0) = 0$.

Den udæmpede cykliske egenfrekvens bliver

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_1}{M}} = \sqrt{\frac{62,5}{0,1}} = 25 \text{ rad/sec} \quad (\text{a})$$

svarende til den påtrykte frekvens.



Tilf. A: $y_1 = 0,1 \text{ m}$

Tilf. B: $y_1 = 0,3 \text{ m}$

Tilf. C: $y_1 = 0,5 \text{ m}$

Figur 3.3. Svingende system.

Den til ω_0 svarende svingningstid bliver

$$T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = \frac{2\pi}{25} = 0,2513 \text{ sec} \quad (b)$$

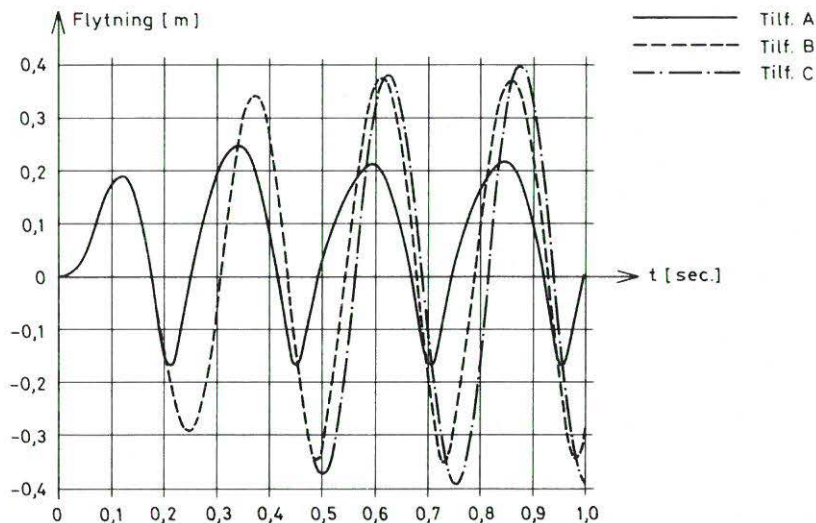
Tidsintervallet bør ifølge (2.9) ikke vælges større end $\frac{T_0}{20} = \frac{0,2513}{20} = 0,0126 \text{ sec}$. Her benyttes værdien $0,01 \text{ sec}$.

Som anført i figur 3.3 er 3 tilfælde undersøgt svarende til en fri-gang for nedre stop på $0,1 \text{ m}$, $0,3 \text{ m}$ og $0,5 \text{ m}$. For øvre stop (som ikke er der) er både y_u og k_u sat til 0 .

For tilfælde A er benyttet de i skema 3.4 anførte værdier.

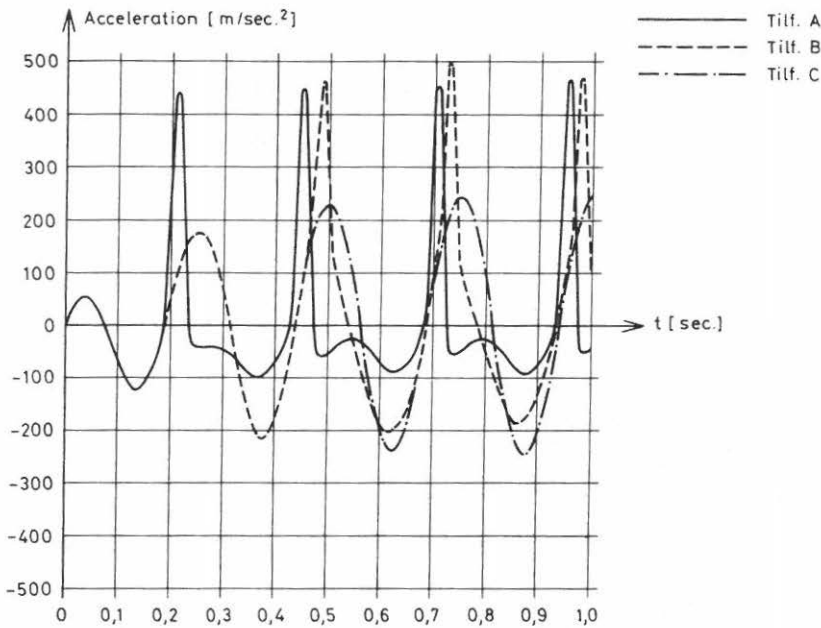
0	0.0000	2.5000	0.0000	0.0000	3.9800	3.9800
62.5000	0.1000	1.0000	10.0000	10.0000	0.0000	0.0000
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
0.0000	0.0000	625.0000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000
0.0100	0.0100	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
0						

Skema 3.4. Input til eksempel 2, tilfælde A.



Figur 3.4. Flytning af masse i tilfælde A, B og C.

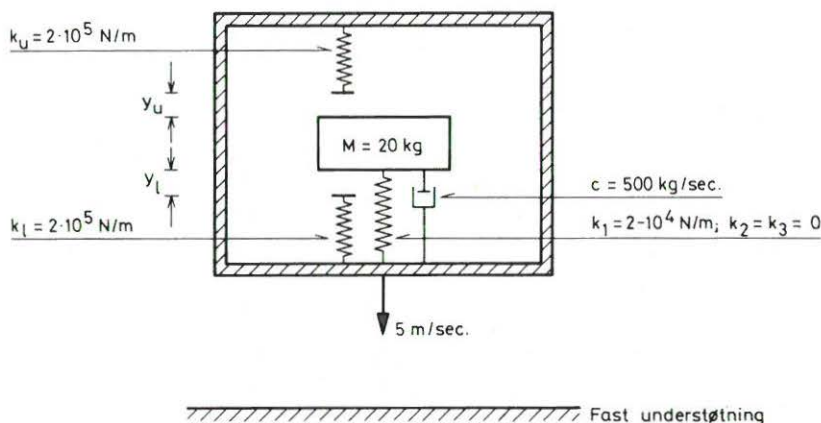
I figur 3.4 er flytningen af massen optegnet i de 3 tilfælde og i figur 3.5 er tilsvarende accelerationen optegnet. Det ses, at i tilfælde C ($y_1 = 0,5$ m) kommer massen ikke i kontakt med det nedre stop. I de to andre tilfælde opnås kontakt. I tilfælde B ved den 3. svingning og i tilfælde A ved 2. svingning. Store accelerationer ses at forekomme ved denne kontakt. Disse accelerationer kan formindskes ved at nedsætte stoppets stivhed. Til gengæld vil så flytningerne vokse.



Figur 3.5. Acceleration af masse i tilfælde A, B og C.

3.4 Eksempel 3 - Stødpåvirkning på svingende system med lineært elastisk stop

Det svingende system er vist i figur 3.6. Figuren viser modellen for en genstand (massen M), som er emballeret i en kasse under anvendelse af den viste fjeder og viskose dæmper samt lineært elastiske stop. Kassen tænkes at ramme en fast understøtning med en hastighed på 5 m/sec. Det antages, at dette svarer til, at massen gives en begyndelseshastighed på 5 m/sec og en begyndelsesflytning på 0, og at understøtningen (kassen) er fast.



Tilf. A: $y_u = y_l = 0,10$ m

Tilf. B: $y_u = y_l = 0,05$ m

Figur 3.6. Svingende system.

Det svingende system har en udæmpet cyklisk egenfrekvens bestemt ved

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_1}{M}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^4}{20}} = 31,62 \text{ rad/sec} \quad (\text{a})$$

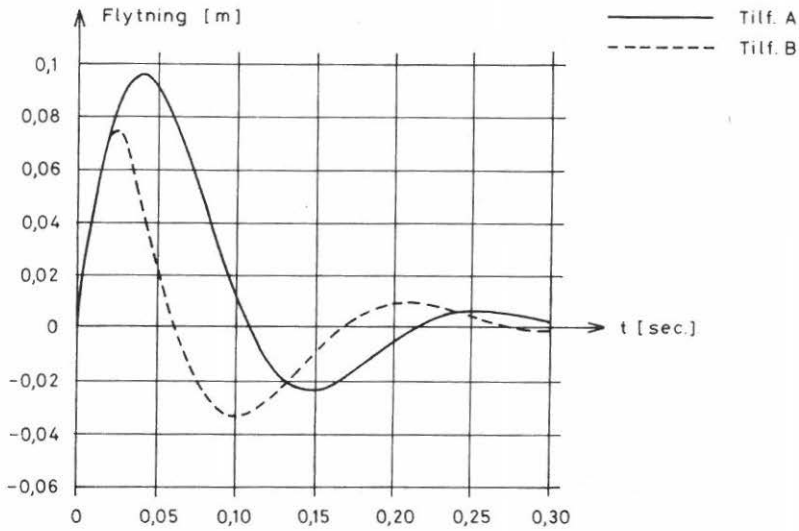
og en hertil svarende egensvingningstid på

$$T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = \frac{2\pi}{31,62} = 0,199 \text{ sec} \quad (\text{b})$$

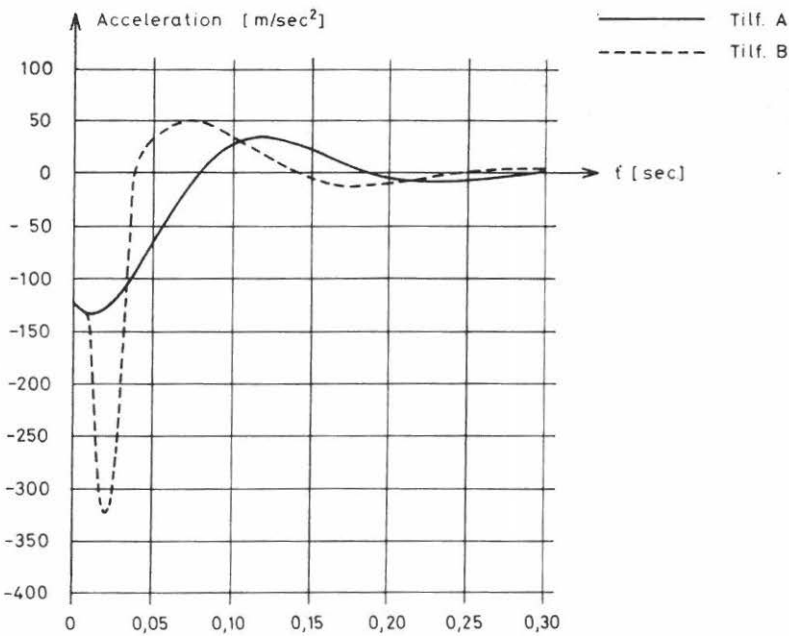
Tidsintervallet er valgt til 0,0025 sec, hvorved kravet i (2.9) er opfyldt ($\frac{0,199}{20} = 9,94 \cdot 10^{-3} > 2,5 \cdot 10^{-3}$). Totaltiden er valgt til 0,3 sec.

Som anført i figur 3.6 er 2 tilfælde undersøgt svarende til en fri-gang ved begge stop på 0,10 m (tilf. A) og 0,05 m (tilf. B).

Figur 3.7 viser flytningen af massen for tilf. A og B, mens acce-lerationen af massen for de to tilfælde er vist i figur 3.8.



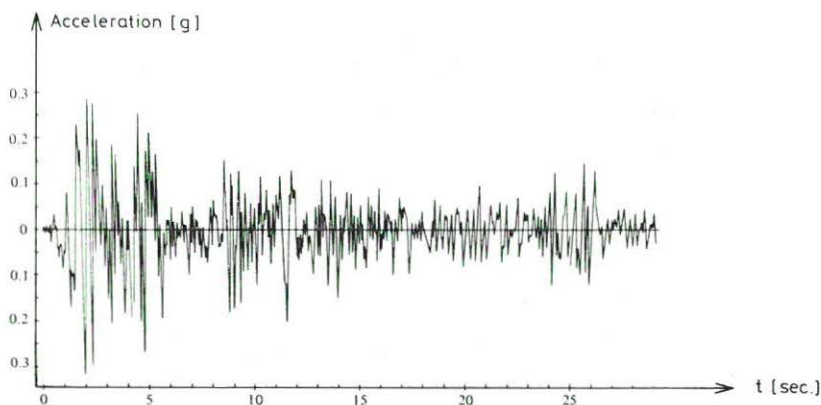
Figur 3.7. Flytning af masse i tilfælde A og B.



Figur 3.8. Acceleration af masse i tilfælde A og B.

3.5 Eksempel 4 - Simplificeret jordskælvpåvirkning. Lineært system

Dette eksempel skal illustrere programmets anvendelighed til deterministisk jordskælvresponsanalyse. Det er ikke her tanken at gå nøjere ind på beskrivelse af jordskælv, herom kan f.eks. henvises til (1975.2), part 5 samt (1979.1). Det kan dog anføres, at et af accelerometergrammerne fra det ofte benyttede El Centro jordskælv (18.5.1940) har et udseende som vist i figur 3.9.



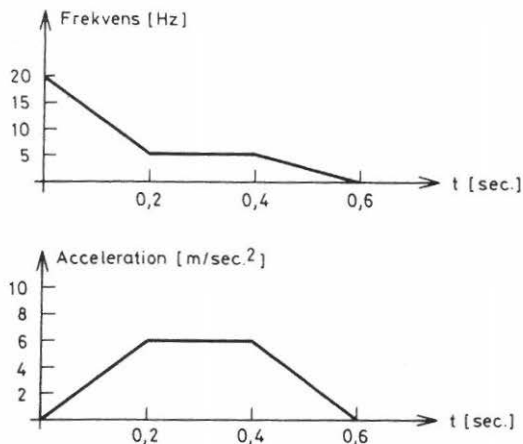
Figur 3.9. El Centro jordskælv, 18.5.1940. NS komponent.
Reproduceret efter (1975.2).

Karakteristisk for mange jordskælv er, at de i starten indeholder relativt høje frekvenser ved lave accelerationer, som gradvist bygges op til højere accelerationer ved lavere frekvenser.

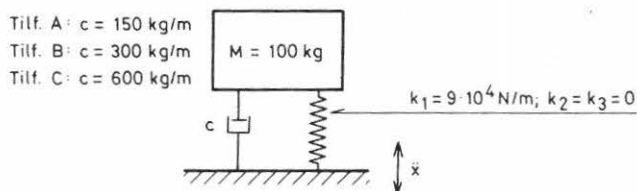
Som en meget forenklet tidsserie kan benyttes en harmonisk bevægelse med lineært varierende frekvens og lineært varierende amplitude inden for et bestemt tidsinterval, således som det fremgår af figur 3.10 (smlgn. også med figur 2.4).

Påvirkningen er også optegnet i figur 3.12 og 3.13, se senere.

Det svingende system er vist i figur 3.11.



Figur 3.10. Simplificeret jordskælvspåvirkning. Sinuspåvirkning med lineært varierende amplitude og frekvens.

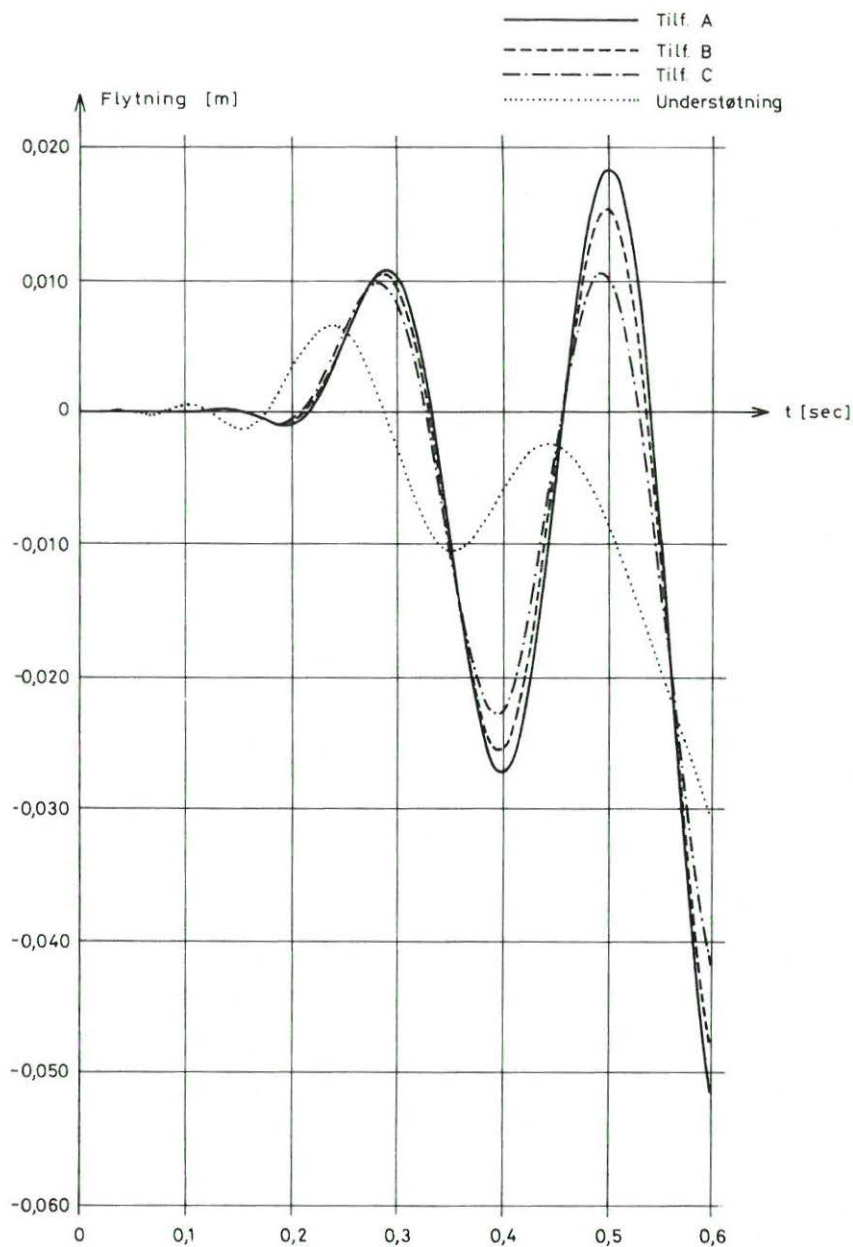


Figur 3.11. Svingende system.

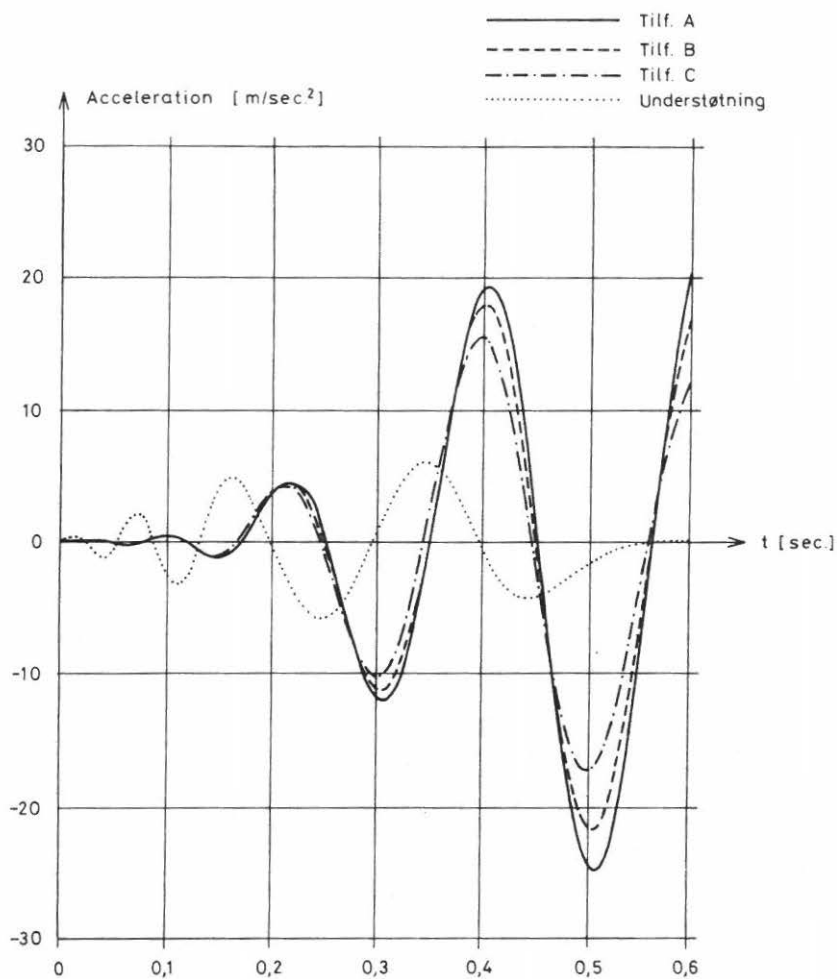
Som det ses af figuren behandles 3 tilfælde, benævnt A, B og C, svarende til at dæmpningskonstanten c antager værdierne 150, 300 og 600 kg/m.

Figur 3.12 viser flytningen af massen i de 3 tilfælde. Det ses, som det var at vente, at de største flytninger fås i tilfælde A svarende til den mindste c -værdi. Flytningen af understøtningen er ligeledes vist (den "prikkede" kurve).

Figur 3.13 viser tilsvarende accelerationen af massen i de 3 tilfælde tillige med den givne acceleration af understøtningen (den "prikkede" kurve). Også for accelerationen fås de største værdier for tilfælde A.



Figur 3.12. Flytning af masse for tilfælde A, B og C samt flytning af understøtning.



Figur 3.13. Acceleration af masse for tilfælde A, B og C samt acceleration af understøtning.

4. REFERENCEFØRTEGNELSE

- (1974.1): Bathe, K. J., E. L. Wilson and F. E. Peterson: SAP IV-A structural analysis program for static and dynamic response of linear systems.
Report EERC 73-11, College of Engineering, University of California, Berkeley, June 1973, revised April 1974.
- (1974.2): Bathe, K. J. and E. L. Wilson: NONSAP - A nonlinear structural analysis program.
Nuclear Engineering and Design, Vol. 29, 1974, pp.266-293.
- (1975.1): Meirovitch, Leonard: Elements of Vibration Analysis.
McGraw-Hill, 1975.
- (1975.2): Clough, Ray W. and Joseph Penzien: Dynamics of Structures.
McGraw-Hill, 1975.
- (1976.1): Levy, Samuel and John P. D. Wilkinson: The Component Element Method in Dynamics.
McGraw-Hill, 1976.
- (1976.2): Bathe, K. J. and Edward L. Wilson: Numerical Methods in Finite Element Analysis.
Prentice-Hall Inc., 1976.
- (1978.1): Numerical Methods in Offshore Engineering. Edited by O. C. Zienkiewicz, R. W. Lewis and K. G. Stagg.
Chapter 6 - E. L. Wilson: Numerical Methods for Dynamic Analysis.
John Wiley and Sons, 1978.
- (1978.2): Adeli, Hojjat, James M. Gere and William Weaver: Algorithms for Nonlinear Structural Dynamics.
American Society for Civil Engineers, Journal of the Structural Division, vol. 104, No. ST 2, pp. 263-280, February 1978.
- (1978.3): Nielsen, L. O. og C. Dyrbye: Byggningsdynamik. Edb-metoder. Forelæsningsnotat nr. F66, Afdelingen for Bærende Konstruktioner, Dth, 1978.
- (1979.1): Dyrbye, Claës: Jordskælvsrespons.
Forelæsningsnotat nr. F73, Afdelingen for Bærende Konstruktioner, Dth, 1979.
- (1980.1): Kloch, S.: Beregning af rumlige stangsystemer med elementprogrammet SAP IV.
Instituttet for Bygningsteknik, AUC, Note 8005.

The first of these is the fact that the world is not a uniform whole, but a collection of many different parts, each with its own characteristics and laws. This is the principle of diversity, which is the foundation of all knowledge. Without diversity, there would be no progress, no discovery, and no growth. It is the richness of the world that makes it so interesting and so challenging. We must learn to appreciate the differences between things, and to understand how they are connected. Only then can we truly know the world and ourselves.

The second principle is that of unity. While the world is made of many different parts, it is also a single, unified whole. Everything is connected to everything else, and nothing exists in isolation. This is the principle of unity, which is the foundation of all harmony. Without unity, there would be no order, no peace, and no justice. We must learn to see the world as a single, unified whole, and to understand how all things are connected. Only then can we truly know the world and ourselves.

The third principle is that of balance. The world is a delicate balance of many different forces, and it is our duty to maintain that balance. We must learn to live in harmony with the world, and to understand how our actions affect the world around us. Only then can we truly know the world and ourselves.

The fourth principle is that of growth. The world is constantly changing, and it is our duty to grow with it. We must learn to embrace change, and to understand how it can lead to progress and discovery. Only then can we truly know the world and ourselves.

The fifth principle is that of knowledge. Knowledge is the foundation of all progress, and it is our duty to seek it. We must learn to ask questions, and to understand the answers. Only then can we truly know the world and ourselves.

The sixth principle is that of love. Love is the foundation of all harmony, and it is our duty to practice it. We must learn to love ourselves, and to love the world around us. Only then can we truly know the world and ourselves.

The seventh principle is that of justice. Justice is the foundation of all order, and it is our duty to uphold it. We must learn to stand up for what is right, and to understand how our actions affect the world around us. Only then can we truly know the world and ourselves.

The eighth principle is that of peace. Peace is the foundation of all justice, and it is our duty to seek it. We must learn to live in harmony with the world, and to understand how our actions affect the world around us. Only then can we truly know the world and ourselves.

The ninth principle is that of hope. Hope is the foundation of all growth, and it is our duty to have it. We must learn to believe in the future, and to understand how our actions affect the world around us. Only then can we truly know the world and ourselves.

The tenth principle is that of faith. Faith is the foundation of all knowledge, and it is our duty to have it. We must learn to believe in the world, and to understand how our actions affect the world around us. Only then can we truly know the world and ourselves.

SVINGNINGER AF BYGNINGSVÆRKER

HÆFTE 1. L. Pilegaard Hansen: *Bestemmelse af generaliserede størrelser for bjælker til brug for svingningsundersøgelser*. Note nr. 7802, januar 1978.

HÆFTE 2. L. Pilegaard Hansen, H. B. Hornung & P. Thoft-Christensen: *Svingningsundersøgelse af indspændt bjælke med og uden enkeltmasse*. Intern rapport nr. 7801, januar 1978.

HÆFTE 3. L. Pilegaard Hansen, H. B. Hornung & P. Thoft-Christensen: *Svingningsundersøgelse af indspændt bjælke med og uden enkeltmasse*. Intern rapport nr. 7802, maj 1978.

HÆFTE 4. S. K. Nielsen & P. Thoft-Christensen: *Sandsynlighedsteoretiske egensvingningsanalyser af udkragede bjælker af fladstål*. Intern rapport nr. 7804, november 1978.

HÆFTE 5. P. Thoft-Christensen & S. K. Nielsen: *Eksperimentelle undersøgelser af fordelingen af bøjningsstivhed for fladstål*. Rapport nr. 7904, september 1979.

HÆFTE 6. P. Thoft-Christensen & S. K. Nielsen: *Eksperimentelle undersøgelser af fordelingen af egenfrekvenser for fladstål*. Rapport nr. 7906, oktober 1979.

HÆFTE 7. S. K. Nielsen & L. Pilegaard Hansen: *Vindstødsinducerede svingninger af vægtlignende konstruktioner*. Rapport nr. 7905, oktober 1979.

HÆFTE 8. L. Pilegaard Hansen: *Jernbetons dynamiske opførsel. Del 3. Forsøg*. Rapport nr. 7908, november 1979.

HÆFTE 9. L. Pilegaard Hansen: *Jernbetons dynamiske opførsel. Del 4. Forsøg med tvungne svingninger*. Rapport nr. 7909, december 1979.

HÆFTE 10. S. K. Nielsen: *Probability of failure of structural systems under random vibration, part I*. Report No. 8001, February 1980.

HÆFTE 11. Jesper Kondrup Christensen & John Dalsgård Sørensen: *Simulering af Gaussiske processer på datamaskine med henblik på fastlæggelse af brudsandsynligheder - Del 1*. Rapport nr. 8007, juni 1980.

HÆFTE 12. Jesper Kondrup Christensen & John Dalsgård Sørensen: *Simulering af Gaussiske processer på datamaskine med henblik på fastlæggelse af brudsandsynligheder - Del 2, Bilag*. Rapport nr. 8008, juni 1980.

HÆFTE 13. P. Thoft-Christensen & John Dalsgård Sørensen: *Reliability of structural systems with correlated elements*. Rapport nr. 8105, januar 1981.

HÆFTE 14. P. Thoft-Christensen & John Dalsgård Sørensen: *Eksperimentel undersøgelse af stokastiske svingninger af rammer*. Rapport nr. 8106, juni 1981.

HÆFTE 15. S. R. K. Nielsen, John Dalsgård Sørensen & P. Thoft-Christensen: *Lifetime reliability estimate and extreme permanent deformations of randomly excited elasto-plastic structures*. Rapport nr. 8107, august 1981.

HÆFTE 16. Leif Jacobsen & Klaus Bukh Svenningsen: *Vindstødsinducerede svingninger af afbårneret antennemast*. Rapport nr. 8108, september 1981.

HÆFTE 17. L. Pilegaard Hansen: *Brugervejledning til edb-program: SVING 1*. Rapport nr. 8109, september 1981.